

Принципи створення інструментальних прецизійних затискних патронів для високошвидкісної обробки

В статті викладені основні положення нової концепції по створенню інструментальних прецизійних затискних патронів для високошвидкісної обробки на металорізальних верстатах нового покоління, в тому числі з паралельною кінематикою, з використанням методу морфологічного аналізу.
відцентрові сили, пружна система, інструментальний прецизійний затискний патрон, морфологічний аналіз

Використання сучасних інструментальних матеріалів для механічної обробки дозволяє суттєво підвищити швидкості різання на металорізальних верстатах, зокрема на свердлувальних, фрезерувальних і багатоцільових, в тому числі нового покоління з паралельною кінематикою [1,7].

Одним із стримуючих факторів підвищення частоти обертання хвостового циліндричного ріжучого інструменту при використанні високошвидкісних шпиндельних вузлів (мотор – шпинделів) є відцентрові сили незрівноважених елементів затискних патронів і інструментальних оправок, а також радіальні биття їх осей відносно осі шпинделя.

Тому актуальним питанням є створення інструментальних прецизійних затискних патронів і оправок, які забезпечують високу силу затиску для компенсації відцентрових сил [1,2]:

$$F_{ц} = m \cdot \omega^2 \cdot (R + e), \quad (1)$$

де m – маса незрівноваженого затискного елемента патрона (оправки);

ω – частота обертання інструментального шпинделя з патроном (оправкою);

$(R + e)$ – зміщення від осі обертання (радіус R і ексцентриситет e) центру маси незрівноваженого елемента.

З формули (1) видно, що для зменшення відцентрової сили необхідно: зменшувати масу m і радіус R (ексцентриситет e) незрівноважених частин; компенсувати вплив частоти обертання ω , яка впливає суттєво (в квадраті) і визначається режимами обробки.

В зв'язку з вищевикладеним необхідно провести пошук нових технічних рішень в напрямках: зменшення діаметральних габаритів патронів (оправок) і вибору легких міцних матеріалів; зменшення радіального биття (ексцентриситету e) затискних елементів; зведення радіусу R незрівноважених затискних елементів до мінімального і закриття замкнутого силового контуру [10] за рахунок виконання затискних елементів як одне ціле в площині, перпендикулярній осі деталі; підвищення сили затиску від приводу; використання додаткових фізичних ефектів, наприклад, додаткових гравітаційних, магнітних, електромагнітних полів для компенсації негативної дії відцентрових сил і навіть для збільшення сили затиску при підвищенні частот обертання.

Для цілеспрямованого пошуку нових технічних рішень розглянемо систему інструментального прецизійного затискного патрона (ІПЗП) з клинковою передавально-підсилюючою ланкою в двох варіантах: 1 – затискні елементи виконані окремо і

жорсткість їх зв'язку між собою по круговому контуру дуже мала або наближається до нуля ($C_y = 0$); 2 – затискні елементи виконані як одне ціле у вигляді конусної втулки і жорсткість їх зв'язку суттєва ($C_y \gg 0$).

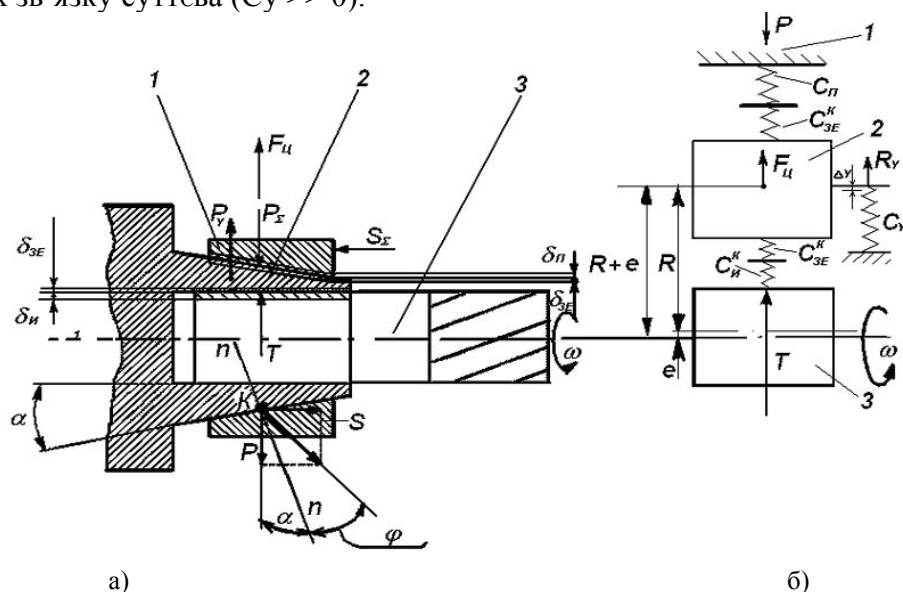


Рисунок 1- Розрахункова схема інструментального затискного патрона з пружним конічним затискним елементом (а) і модель пружної системи інструмент – затискний елемент – корпус патрона (б): 1 – передавально-підсилююча ланка (ППЛ) у вигляді втулки з конічним отвором; 2 – затискний елемент у вигляді цанги або пружної втулки із зовнішнім конусом; 3 – ріжучий інструмент з циліндричним хвостовиком.

Процес затиску (статика)

При затиску інструменту патрон є нерухомим, тобто не обертається ($\omega = 0$) і відцентрові сили, які діють на затискні елементи, відсутні ($F_{ц} = 0$). В цьому випадку сумарна осьова сила затиску S_{Σ} (рис. 1, а) при відкритому силовому контурі патрона рівномірно розподіляється на Z затискних елементів, якщо вони виконані окремими у вигляді клинів або консольних пелюсток (губок) цанги з половиною кута конуса α , тобто $S_{\Sigma} = ZS$ (де S - осьова сила від приводу, яка припадає на один затискний елемент). Якщо затискні елементи виконані у вигляді суцільної тонкостінної конічної втулки, то осьова сила S_{Σ} створює рівномірний тиск в повздовжньому і поперечному перерізах з результуючою силою P_{Σ} , яка діє в радіальному напрямку на затискні елементи:

$$P_{\Sigma} = S_{\Sigma} \cdot \operatorname{ctg}(\alpha + \varphi), \quad (2)$$

де φ – кут тертя на конічній поверхні між передавально-підсилюючою ланкою 1 і затискними елементами 2. При окремих затискних елементах з кількістю Z , радіальна сила, що діє на один елемент

$$P = \frac{P_{\Sigma}}{Z} = S \cdot \operatorname{ctg}(\alpha + \varphi) \quad (3)$$

З деякими припущеннями для двох варіантів виконання затискних елементів розглянемо загальну модель пружної системи інструмент – затискний елемент – патрон (як корпус) (рис. 1, б).

Варіант 1. При роздільних затискних елементах і $C_y = 0$, сумарна радіальна сила затиску

$$T_{\Sigma} = P_{\Sigma} = S_{\Sigma} \cdot \operatorname{ctg}(\alpha + \varphi), \quad (4)$$

а коефіцієнт підсилення патрона

$$K_n = \frac{T_{\Sigma}}{S_{\Sigma}} = \operatorname{ctg}(\alpha + \varphi). \quad (5)$$

В затиснутому стані система натягнута, а сили в місцях контакту і жорсткості стиків дорівнюють:

$$T_{\Sigma} = CK_{i-ze} \cdot (\delta i + \delta ze), \quad (6)$$

$$P_{\Sigma} = C_{ze-n} \cdot (\delta'_{ze} + \delta_n), \quad (7)$$

де δi , δze , δ'_{ze} , δ_n - контактні зближення відповідно інструменту, затискного елемента (з середини, з зовні) і патрону;

CK_{i-ze} - приведена сумарна контактна жорсткість поверхонь стику підсистеми інструмент (CK_i) - затискний елемент (CK_{ze}), яка дорівнює

$$C_{i-ze}^K = \frac{C_i^K \cdot C_{\zeta\dot{a}}^K}{C_i^K + C_{\zeta\dot{a}}^K}, \quad (8)$$

C_{ze-n} - приведена (сумарна) контактна жорсткість поверхонь стику підсистеми затискний елемент (CK_{ze}) – патрон (C_n) з врахуванням радіальної деформації корпусу, яка дорівнює

$$C_{ze-n} = \frac{C_{\zeta\dot{a}}^K \cdot \tilde{N}_n}{C_{\zeta\dot{a}}^K + \tilde{N}_n}. \quad (9)$$

Варіант 2. При суцільному затискному елементі і $C_y \gg 0$ сумарна радіальна сила затиску

$$T_{\Sigma} = P_{\Sigma} - P_y = S_{\Sigma} \cdot \operatorname{ctg}(\alpha + \varphi) - C_y \cdot \Delta_y, \quad (10)$$

де Δ_y - радіальна деформація кільцевого пружного затискного елемента, яка пропорційна сумарній радіальній силі пружності P_y . Для забезпечення необхідної сили T_{Σ} , виходячи з негативного впливу сили P_y , в конструкціях патронів зменшують кут конусу α до $1^\circ - 3^\circ$ [], що робить патрон само гальмуючим і потребує більшу силу для розтиску.

Коефіцієнт підсилення таких патронів

$$K_{\Pi} = \operatorname{ctg}(\alpha + \varphi) - \frac{C_y \cdot \Delta_y}{S_{\Sigma}}, \quad (11)$$

а приведена сумарна жорсткість підсистеми інструмент 3 – затискний елемент 2 (рис.2):

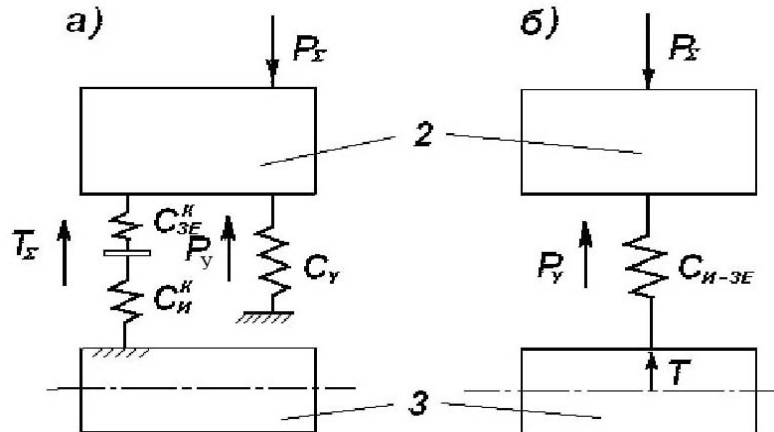


Рисунок 2 - Модель пружної підсистеми інструмент – затискний елемент: а – реальна; б - приведена

$$C_{i-ze}^K = \frac{C_i^K \cdot C_{\zeta\dot{a}}^K}{C_i^K + C_{\zeta\dot{a}}^K} + C_y, \quad (12)$$

Інші залежності аналогічні формулам (6), (7), (9) для варіанта 1.

Процес обертання до різання (квазідинаміка)

Для здійснення процесу різання патрон обертається ($\omega \neq 0$) і на нього діють відцентрові сили F_{ζ} , які приводять до перерозподілу пружних віджат і контактних навантажень стиків в системі інструмент – затискний елемент – патрон.

Пружне віджаття затискного елемента від сили F_{δ} складає

$$\delta = \frac{F_{\delta}}{\tilde{N}_{\zeta\hat{a}-n}} \quad (13)$$

і приводить до зменшення натягу в підсистемі інструмент – затискний елемент на цю ж величину δ , а також до втрати сумарної радіальної сили затиску на величину

$$\Delta T_{\Sigma} = \delta \cdot C_{i-\zeta e}^K. \quad (14)$$

Динамічна сумарна радіальна сила затиску при певній частоті обертання буде

$$T_{\Sigma\omega} = T_{\Sigma} - \Delta T_{\Sigma}. \quad (15)$$

Варіант 1. Після підстановки формул (13), (8), (9) в формулу (14) отримаємо

$$\Delta T_{\Sigma} = \frac{F_{\delta}}{C_{\zeta\hat{a}-n}} C_{i-\zeta e}^K = F_{\zeta} \cdot \frac{C_i^K}{C_n} \cdot \frac{C_{\zeta\hat{a}}^K + C_n}{C_{\zeta\hat{a}}^K + C_i^K}, \quad (16)$$

Якщо прийняти $CK_{ze}=CK_i=CK_{\pi}$, то

$$\Delta T_{\Sigma} = \frac{F_{\delta}}{2} \cdot \left(1 + \frac{C_i}{C_n}\right). \quad (17)$$

Введемо відносний коефіцієнт втрати радіальної сили затиску для подальшого аналізу:

$$\alpha_{T1} = \frac{\Delta T_{\Sigma}}{F_{\delta}} = 0,5 \cdot \left(1 + \frac{C_i}{C_n}\right) \quad (18)$$

Варіант 2. Після підстановки формул (13), (12) і (9) в формулу (14) отримаємо

$$\Delta T_{\Sigma} = \frac{F_{\delta}}{C_{\zeta\hat{a}-i}} C_{i-\zeta e} = F_{\zeta} \cdot \frac{[C_i^K \cdot C_{\zeta\hat{a}}^K + \tilde{N}_y (C_i^K + C_{\zeta\hat{a}}^K)] \cdot (C_{\zeta\hat{a}}^K + \tilde{N}_n)}{(C_i^K + C_{\zeta\hat{a}}^K) \cdot C_{\zeta\hat{a}}^K \cdot \tilde{N}_n} \quad (19)$$

Якщо прийняти $CK_{ze}=CK_i=CK_{\pi}$, то

$$\Delta T_{\Sigma} = F_{\zeta} \cdot \frac{(C_i + 2C_y) \cdot (C_i + C_n)}{2 \cdot C_i \cdot C_n}, \quad (20)$$

а відносний коефіцієнт втрати радіальної сили затиску буде

$$\alpha_{T2} = \frac{\Delta T_{\Sigma}}{F_{\delta}} = \frac{(C_i + 2C_y) \cdot (C_i + C_n)}{2 \cdot C_i \cdot C_n}. \quad (21)$$

Для можливості порівняльного аналізу варіантів і пошуку нових рішень приймемо $C_y = C_i$ в формулі (20) і отримаємо

$$\alpha_{T2} = 1,5 \cdot \left(1 + \frac{C_i}{C_n}\right) \quad (22)$$

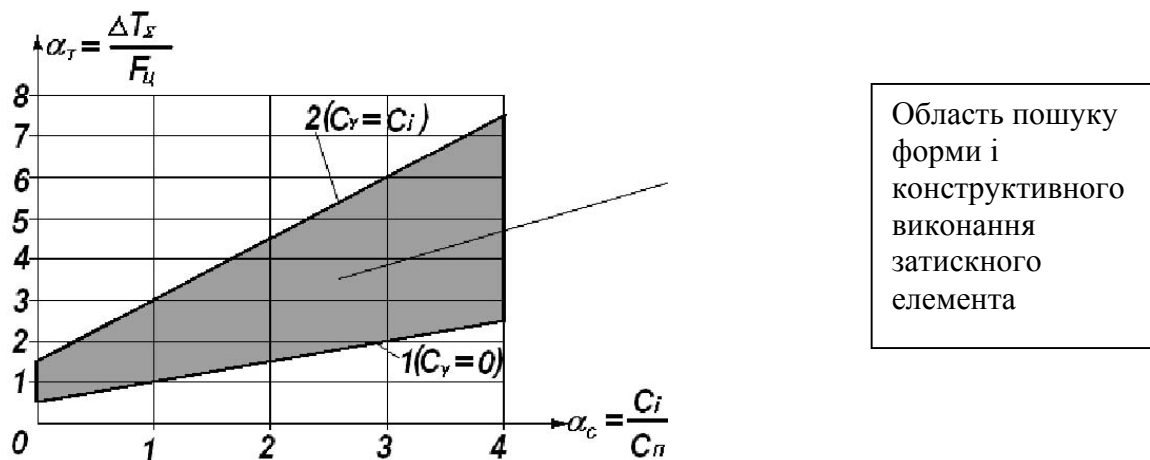


Рисунок 3 - Залежність втрати радіальної сили затиску під дією відцентрових сил від співвідношення жорсткостей інструменту C_i , патрону C_{π} і пружного затискного C_y .

$$\frac{C_i}{C_n}$$

Аналіз формул (18) і (22) при різних співвідношеннях $\alpha C = \frac{C_i}{C_n}$ і різних виконаннях затискних елементів свідчить про те, що найкращі рішення треба шукати в області (рис. 3), де при необхідній радіальній точності втрати динамічної сили радіального затиску будуть найменшими. Це забезпечується закритим силовим контуром патрона, в якому затискні елементи зв'язані між собою, але з невисокою жорсткістю затискних елементів і хвостовика інструмента, який, наприклад, може бути трубчастої форми. Для стабілізації сили затиску при різних частотах обертання інструменту і навіть для її підвищення при економії витрат енергії доцільно використовувати різні способи компенсації відцентрових сил з використанням фізичних та інших ефектів [9].

З врахуванням вищевикладених міркувань для синтезу високошвидкісних ІПЗП використаємо метод морфологічного аналізу [8]. В якості основних ознак будуть:

Хвостовик кінцевого інструмента.

Структура патрона (корпус, основний і проміжний затискний елемент, передавально-підсилююча ланка).

Зв'язки корпусу з основним затискним елементом і шпинделем.

Способи затиску – розтиску і компенсації відцентрових сил.

Для кожної ознаки запропонуємо різні альтернативи реалізації і побудуємо морфологічну таблицю (табл. 1), яку можна доповнювати новими ознаками і альтернативами.

Морфологічну таблицю можна записати у вигляді морфологічної матриці ІПЗП:

$$M_{IPZP} = M_i \wedge M_{st} \wedge M_{zv} \wedge M_{sp}, \quad (23)$$

де M_i , M_{st} , M_{zv} , M_{sp} – морфологічні матриці відповідно інструмента, структури патрона, зв'язків і способів.

В розгорнутому вигляді морфологічна матриця (23) буде

$$M_{IPZP} = \begin{matrix} & \begin{matrix} 2.1 & 3.1 & 4.1 & 5.1 \end{matrix} \\ \begin{matrix} 1.1 \\ 1.2 \\ 1.3 \\ 1.4 \\ 1.5 \end{matrix} & \wedge \begin{vmatrix} 2.2 & 3.2 & 4.2 & 5.2 \\ 2.3 & 3.3 & 4.3 & 5.3 \\ & 3.4 & 4.4 & 5.4 \\ & 3.5 & 4.5 & \\ & 3.6 & & \\ & 3.7 & & \end{vmatrix} & \wedge \begin{matrix} \begin{matrix} 6.1 & 7.1 \\ 6.2 & 7.2 \\ 6.3 & 7.3 \\ 6.4 & 7.4 \\ & 7.5 \\ & 7.6 \\ & 7.7 \end{matrix} \end{matrix} & \wedge \begin{matrix} \begin{matrix} 8.1 & 9.1 & 10.1 \\ 8.2 & 9.2 & 10.2 \\ 8.3 & 9.3 & 10.3 \\ 8.4 & 9.4 & 10.4 \\ 8.5 & 9.5 & 10.5 \\ 8.6 & 9.6 & 10.6 \\ 8.7 \end{matrix} \end{matrix} \end{matrix} \quad (24)$$

Загальна кількість можливих і не можливих варіантів конструктивних схем ІПЗП складає астрономічне число $N = 5 \cdot 3 \cdot 7 \cdot 5 \cdot 4 \cdot 4 \cdot 7 \cdot 6 \cdot 6 = 14\,817\,600$, що для повного перебору варіантів потребує багато часу. Тому для пошуку нових рішень обмежимося кількістю альтернатив, орієнтуючись на конкретний верстат, наприклад, фрезерувальний з ЧПК, в якому використовуються стандартні кінцеві фрези з циліндричним суцільним хвостовиком (альтернатива 1.1). Для основного затискного елемента залишимо альтернативи 3.1 – 3.4, для зв'язків корпусу зі шпинделем – альтернативу 7.1, для способів затиску – розтиску - альтернативи 8.1 – 8.3, 9.1 – 9.3.

При таких умовах морфологічна матриця (24) прийме наступний вигляд :

$$M_{\text{ПП}} = \left| \begin{array}{cccc} 2.1 & 3.1 & 4.1 & 5.1 \\ 2.2 & 3.2 & 4.2 & 5.2 \\ 2.3 & 3.3 & 4.3 & 5.3 \\ & 3.4 & 4.4 & 5.4 \\ & & 4.5 & \end{array} \right| \wedge \left| \begin{array}{cc} 6.1 & 7.1 \\ 6.2 & \\ 6.3 & \\ 6.4 & \end{array} \right| \wedge \left| \begin{array}{ccc} 8.1 & 9.1 & 10.1 \\ 8.2 & 9.2 & 10.2 \\ 8.3 & 9.3 & 10.3 \\ 8.4 & & 10.4 \\ & & 10.5 \\ & & 10.6 \end{array} \right|, \quad (25)$$

а число варіантів суттєво зменшиться і стане $N^1 = 1 \cdot 3 \cdot 4 \cdot 5 \cdot 4 \cdot 4 \cdot 1 \cdot 3 \cdot 3 \cdot 6 = 69120$.

В якості прикладів синтезу нових рішень розглянемо наступні сполучення альтернатив з морфологічної матриці (25) і запишемо у вигляді морфологічних формул

X1 $\longrightarrow |1.1| \wedge |2.1-3.1-4.5-5.2| \wedge |6.3-7.1| \wedge |8.2-9.2-10.6|$ (рис 4,а),

X2 $\longrightarrow |1.1| \wedge |2.1-\underline{3.2}-4.5-5.2| \wedge |\underline{6.1}-7.1| \wedge |8.2-9.2-10.6|$ (рис 4,б) [3],

X3 $\longrightarrow |1.1| \wedge |2.1-\underline{3.4}-4.5-\underline{5.1}| \wedge |\underline{6.1}-7.1| \wedge |\underline{8.4}-\underline{9.3}-10.6|$ (рис 4,в) [4],

X4 $\longrightarrow |1.1| \wedge |2.1-\underline{3.2}-4.1-\underline{5.1}| \wedge |\underline{6.1}-7.1| \wedge |\underline{8.1}-\underline{9.1}-10.6|$ (рис 5.а) [5],

X5 $\longrightarrow |1.1| \wedge |2.1-\underline{3.2}-\underline{4.1}-\underline{5.1}| \wedge |\underline{6.1}-7.1| \wedge |\underline{8.1}-\underline{9.1}-\underline{10.1}|$ (рис 5.б) [6].

У варіантах X2 – X5 підкреслені ті альтернативи ознак, які відрізняються від варіанта X1.

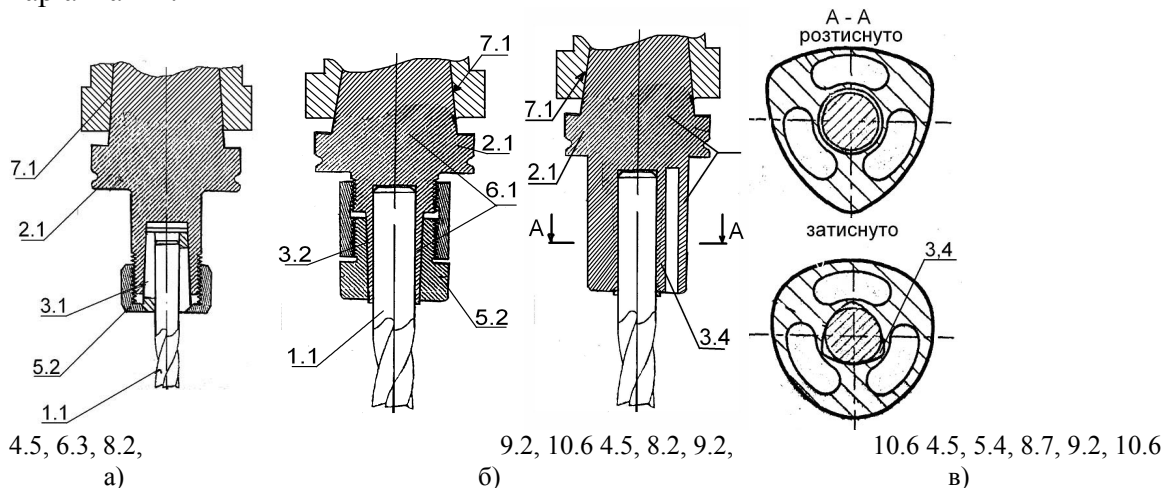


Рисунок 4 - Приклади синтезованих ПЗП з механічним приводом: а – традиційний; б – патент WO 00/47411; в – фірми SCHUNK.

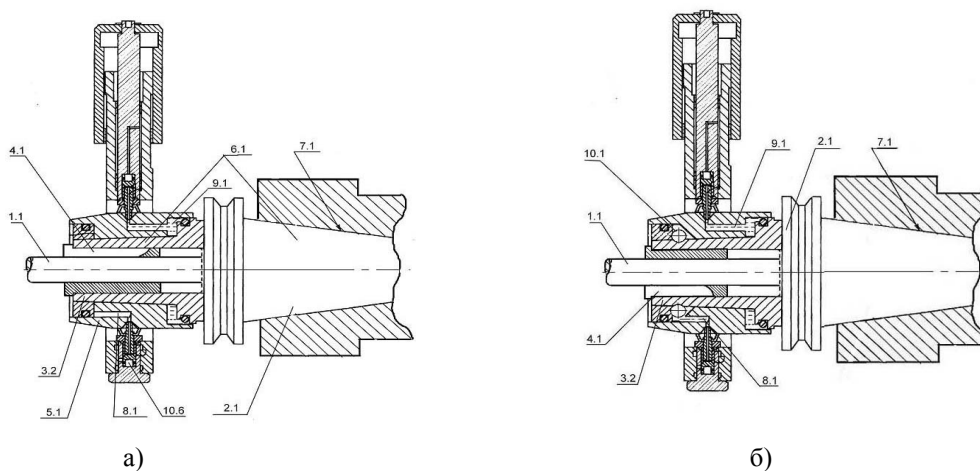


Рисунок 5 - Приклади синтезованих ПЗП з гідравлічним приводом:

а – патент США N°6473954 ; б – патент України N°73045

Морфологічна таблиця інструментальних прецизійних затискних патронів (ППП) для високошвидкісної обробки Таблиця 1

Структура патрона				Зв'язки корпусу з	Спосіб
2. Корпус	Затискний елемент (ЗЕ)			6. ОЗЕ	7. Шпин- делем по
	3. Основний (ОЗЕ)	4. Проміж-ний (ПЗЕ)	5. Передава- льно-підсилою- ча ланка (ППЛ)		
2.1. Цільна оправка 2.2. Складе-на оправка 2.3. Кінець шпинделя	3.1. Цанга конічна 3.2. Пружна конічна втулка 3.3. Пружна циліндрич-на втулка 3.4. Пружна втулка з гранним отвором 3.5. Пружна втулка гофрована 3.6. Цанга конічна з пружним фланцем 3.7. Клин	4.1. Цанга циліндрич-на 4.2. Цанга циліндрич-на з пружним фланцем 4.3. Пружна циліндрич-на втулка 4.4. Цилінд- рична пружина 4.5. Немає	5.1. Втулка з конічним отвором 5.2. Гайка з конічним отвором 5.3. Поворот- на гайка 5.4. Немає	7.1. Конусу 7.2. Торцю 7.3. Конусу і торцю 7.4. Різьбі 7.5. Цилінд-ру 7.6. Цилінд-ру і торцю 7.7. Немає	8.1. Гідравліч-ний 8.2. Механічний 8.3. Гідро - механічний 8.4. Електро- механічний 8.5. Термічний 8.6. Магнітний 8.7. Пружно- силовий 9.1. Гідрав-лічний 9.2. Механіч-ний 9.3. Гідро - механічний 9.4. Електро- механічний 9.5. Терміч-ний 9.6. Магніт-ний

Висновки:

Сформульовані основні принципи створення інструментальних прецизійних затискних патронів для високошвидкісної обробки на сучасних верстатах і верстатах нового покоління, в тому числі з паралельною кінематикою.

Для синтезу використаний метод морфологічного аналізу, який дає багато несподіваних оригінальних рішень на рівні винаходів.

Проаналізовані шляхи пошуку нових рішень на підставі аналізу пружно-силових характеристик інструментальних затискних патронів з врахуванням відцентрових сил.

Список літератури

1. Справник по технологи резания материалов. В 2-х кн.. Кн. 1 /Ред. нем. изд./:Г. Шнур, Т. Штеферле; Пер. с нем. В.Ф. Колотенкова и др.; Под ред. Ю.М. Соломянцева. – М.; Машиностроение, 1985.- 616с.
2. Кузнецов Ю.М., Гуменюк О.А. Високоточні надшвидкісні затискні патрони для хвостового ріжучого інструменту //Вісник НТУУ “КПІ”, серія машинобудування. 2005.- 45 с.
3. Патент РСТ WO 00/47411, CHUCK, МПК В23В 31/177, 31/20, опубл. 17.08.2000
4. Каталог фірми SCHUNK. Poligon-spanntechik.Tribos.2004
5. Патент США №6473954. Mounting tool for hydro mechanical chuck, МПК В23Р 19/027, В23В 31/30, F16N 34 /12, опубл. 5.11.2002.
6. Патент України №73045. Гідромеханічний затискний патрон. МПК В23В 31/30, 31/30, опубл. 16.05.2005. Бюл. №5.
7. Крижанівський В.А., Кузнецов Ю.М., Валявський І.А., Склярів Р.А. Технологічне обладнання з паралельною кінематикою . /Під ред. Ю.М. Кузнецова.-Кіровоград,2004.-449 с.
8. Одрин В.М., Картавов С.С. Морфологический анализ систем. Построение морфологических матриц. - К.: Наукова думка, 1977.-183с.
9. Половинкин А.И. Основы инженерного творчества. – М.: Машиностроение, 1988.-368с.
10. Самонастраивающиеся зажимные механизмы: Справочник/Ю.Н. Кузнецов, А.А. Вачев, С.П. Сяров, А.И. Цървенков; под редакцией Ю.Н. Кузнецова.- К : "Техника "; София: Гос. издательство “Техника” ,1988. - 222с.

Изложены основные положения новой концепции по созданию инструментальных прецизионных зажимных патронов для высокоскоростной обработки на металлорежущих станках нового поколения, в том числе с параллельной кинематикой, с использованием метода морфологического анализа.

Substantive provisions of the new concept of creation of precision tightening chucks for tool for high-speed processing on metal-cutting machine tools of new generation, including with parallel kinematics, with use of a method of the morphological analysis are described.